

1. Zeichen

eindeutige Fehler

in der oberen Hälfte:

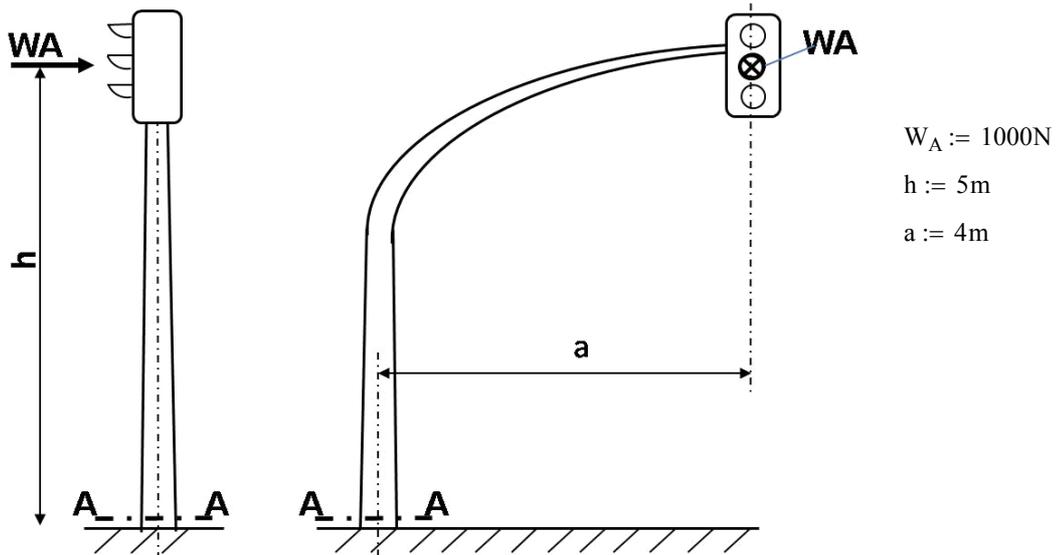
- eine Körperkante zuviel / falsch
- eine Körperkante zu wenig
- Doppelpassungen am Lager
- Doppelpassung am Zahnrad
- Lagerung -> Loslagerung falsch, da falsche Anzahl von Lagerungspunkten
- Montage nicht möglich
- Darstellung falsch, da ein Ausbruch fehlt

untere Hälfte

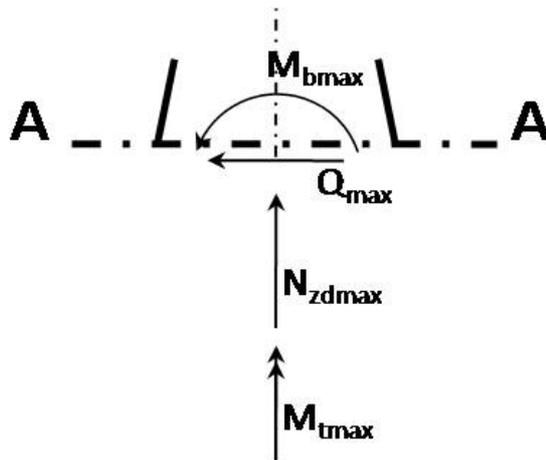
- der Lagerring mit der Umfangslast ist beim Loslager nicht festgelegt, dafür aber der Lagerring mit der Punktlast --> falsch
- kein Ölstand
- Ölablass nicht an der tiefsten Stelle
- Festlager nicht ausreichend festgelegt
- Passhülse ohne Funktion (axial nicht festgelegt)
- Bremse
- Schraffur fehlt
- Nut für Sicherungsblech würde den Dichtabsatz "beschädigen" unwirksam machen
- Anlage im Gehäuse zur Festlegung nicht symmetrisch und somit nicht gewährleistet

Festigkeit / Dauerfestigkeit

2.1 Schnittlasten am Ampelmast



- Zeichnen des Schnittufers



mit Eigengewicht = 0

$$N_{zdmax} := 0$$

$$Q_{max} := W_A$$

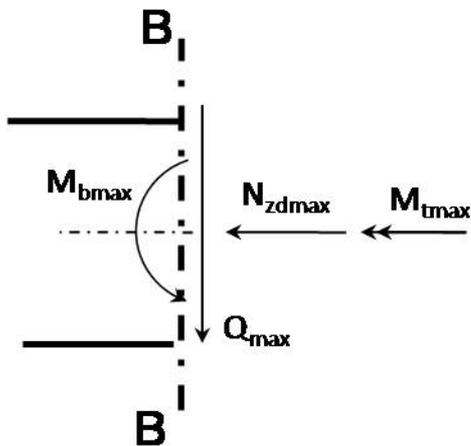
Das Biegemoment ergibt sich aus dem Abstand des Schnittufers mal der Windkraft

$$M_{bmax} = 5 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Das Torsionsmoment ergibt sich aus dem Abstand des Schnittufers mal der Windkraft

$$M_{tmax} = 4 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

2.2 Nennspannungsberechnung



Schnittlasten am Querschnitt B - B

$$Q_{\max} := 0 - 100 \text{ N}$$

$$M_{b\max} := 100 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{t\max} := 100 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Daten zum Querschnitt B - B

$$A_{BB} := 50 \text{ mm}^2$$

$$W_b := 10 \text{ cm}^3$$

$$W_t := 20 \text{ cm}^3$$

Für Kräfte Normalspannung und Scherspannung

$$\text{Spannung} := \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}}$$

Für Biegung und Torsion

$$\text{Spannung} := \frac{\text{Moment}}{\text{Widerstandsmoment}}$$

$$\sigma_{zd\max} = -2 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b\max} = 10 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{t\max} = 5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

2.3: Sicherheit gegen plastische Verformung

Bauteilfließgrenzen $\sigma_{zdFK} := 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$\sigma_{bFK} := 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tFK} := 290 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Beanspruchungen im Bauteil

$$\sigma_{zd\max} := -100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b\max} := -200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{t\max} := 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_F := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zd\max}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\max}}{\tau_{tFK}}\right)^2}}$$

$$S_F = 1.602$$

Das Bauteil ist sicher gegen Fließen (plastische Verformung).

3. Schraubenaufgabe

gegebene Größen:

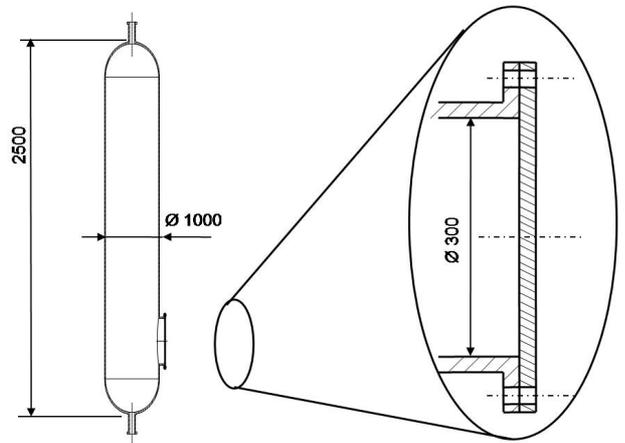
Anzugsmoment : $M_A := 24\text{Nm}$

Dichtfläche : $A_D := 25000\text{mm}^2$

Mindestflächenpressung : $p_{\min} := 3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

□ Wartungsöffnung : $D_W := 300\text{mm}$

Innendruck : $p_i := 25\text{bar}$



$\mu_G := 0.20$ $\mu_K := 0.16$ $S_{\text{Fertf}} := 1$

$$\delta_S = 3.367 \times 10^{-6} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad \delta_p = 1.422 \times 10^{-6} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Schraubenabmessungen aus Tabelle:

$d := 10\text{mm}$ $d_2 := 9.026\text{mm}$ $d_3 := 8.160\text{mm}$ $p := 1.5\text{mm}$ $\alpha := 60^\circ$

$D_K := 17\text{mm}$ $D_B := 11\text{mm}$ $r_A := \frac{D_K + D_B}{4}$ $r_A = 7 \cdot \text{mm}$

3.1 Bestimmen Sie die Anzahl z der verwendeten Schrauben.

Belastungen an den Schrauben/ an der Schraubverbindung

Alle Schrauben müssen zusammen eine Restklemmkraft aufweisen:

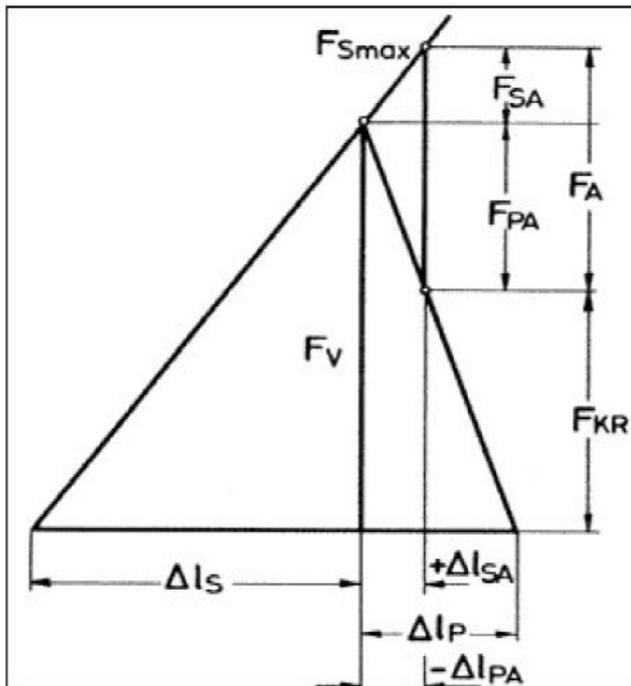
Gesamt-Restklemmkraft aller Schrauben: $F_{Krges} := A_D \cdot p_{min}$ $F_{Krges} = 7.5 \times 10^4 \cdot N$

Alle Schrauben nehmen gemeinsam die Betriebskraft auf:

Gesamt-Betriebskraft aller Schrauben: $F_{Ages} := \frac{\pi}{4} \cdot D_W^2 \cdot (p_i)$ $F_{Ages} = 1.767 \times 10^5 \cdot N$

Da diese Gesamtkräfte durch alle Schrauben erzeugt werden, können diese Kräfte auch geschrieben werden als:

pro Schraube $F_A := \frac{F_{Ages}}{z}$ $F_{Kr} := \frac{F_{Krges}}{z}$



Bekannt sind demnach die Restklemmkraft und die Betriebskraft

Mit Hilfe des Betriebskraftverhältnisses kann weiter umgeformt werden.

Betriebskraftverhältnis: $\Phi := n \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p}$

$\Phi = 0.297$

Gesamt-Zusatzkraft aller Schrauben: $F_{SAges} := \Phi \cdot F_{Ages}$ $F_{SAges} = 5.247 \times 10^4 \cdot N$

pro Schraube $F_{SA} := \frac{F_{SAges}}{z}$

Werden diese Kräfte als die Summe der Vorspann- und Schraubenzusatzkraft geschrieben

$$F_V = F_{S_{\max}} - \Delta F_S = F_{K_r} + F_A - \Delta F_S = \frac{1}{z} \cdot (F_{K_{r_{\text{ges}}}} + F_{A_{\text{ges}}} - \Delta F_{S_{\text{ges}}})$$

Die Vorspannkraft ist noch nicht bekannt, kann aber aus dem Anziehmoment bestimmt werden
Über das Anzugsmoment kann die Vorspannkraft einer Schraube bestimmt werden.

Vorspannkraft:
$$F_V := \frac{M_A}{\frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} + \frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} + \frac{2 \cdot r_A \cdot \mu_K}{d_2} \right)} \quad F_V = 9.996 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

Gleichung auflösen nach der Anzahl der Schrauben:

$$z := \frac{F_{K_{r_{\text{ges}}}} + F_{A_{\text{ges}}} - F_{S_{A_{\text{ges}}}}}{F_V} \quad z = 19.933$$

Gewählt: $z := 20$

Die Mindestflächenpressung kann mit einer Schraubenanzahl von 20 im Betrieb mit M 10 Schrauben sichergestellt werden.

zur Vollständigkeit:

$$F_A := \frac{F_{A_{\text{ges}}}}{z} \quad F_A = 8.836 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$F_{S_A} := \frac{F_{S_{A_{\text{ges}}}}}{z} \quad F_{S_A} = 2.623 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$F_{K_r} := \frac{F_{K_{r_{\text{ges}}}}}{z} \quad F_{K_r} = 3.75 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

3.2 Bestimmen Sie die Sicherheit gegen plast. Verformung.

maximale Schraubenkraft:	$F_{S\max} := F_V + F_{SA}$	$F_{S\max} = 1.262 \times 10^4 \cdot \text{N}$
maximale Zugspannung:	$\sigma_{\max} := \frac{F_{S\max}}{A_s}$	$\sigma_{\max} = 217.598 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
reines Gewindereibmoment:	$M_G := M_A - F_V \cdot r_A \cdot \mu_K$	$M_G = 12.805 \cdot \text{Nm}$
Torsionsspannung:	$\tau_{\max} := \frac{16 \cdot M_G}{\pi \cdot d_3^3}$	$\tau_{\max} = 120.022 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Vergleichsspannung:	$\sigma_V := \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2}$	$\sigma_V = 300.94 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
erforderliche Streckgrenze:	$\sigma_{S,\text{erf}} := S_{\text{Ferf}} \cdot \sigma_V$	$\sigma_{S,\text{erf}} = 300.94 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

gewählte Festigkeitsklasse:

Schraube M10 x 50 - 4.8 mit Mindeststreckgrenze $\sigma_s = 320 \text{ N/mm}^2$

oder

Schraube M10 x 50 - 5.8 mit Mindeststreckgrenze $\sigma_s = 400 \text{ N/mm}^2$

3.3 Bestimmen Sie das Lösdrehmoment einer Schrauben

Lösemoment einer Schraube:

$$M_L := F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} - \frac{p}{\pi \cdot d_2} + \frac{2 \cdot r_A \cdot \mu_K}{d_2} \right) \quad M_L = 19.227 \cdot \text{Nm}$$

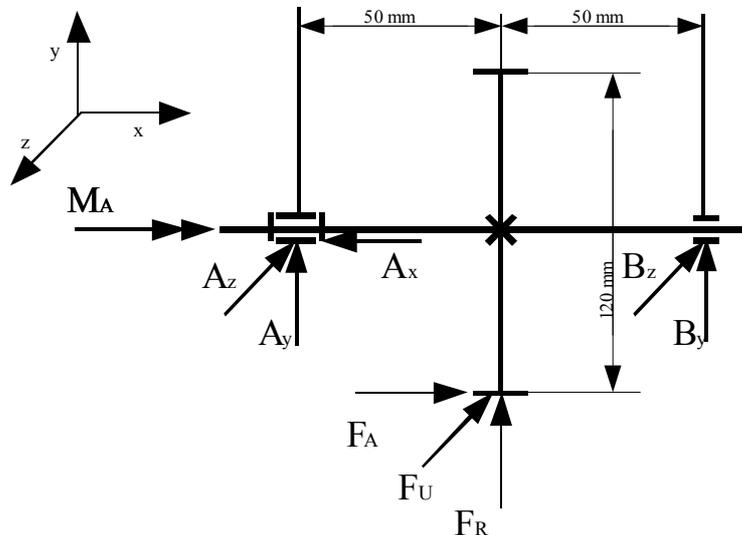
3.4 Aufgabenteil Verspannungsschaubild

Verspannungsschaubild!

4. Lager- / Lagerlebensdauerberechnung

Gegeben:

$$F_U := 5000\text{N} \quad F_R := 1900\text{N} \quad F_A := 1100\text{N} \quad B_z := 2500\text{N}$$



4.1 Berechnen Sie die Auflagerkräfte A_y, A_z und B_y

- Summe der Kräfte in z-Richtung = 0

$$A_z = 2500\text{N}$$

- Summe der Kräfte in x-Richtung = 0

$$A_x = 1100\text{N}$$

- Summe der Kräfte in y-Richtung

Für die Kräfte in X-Y-Ebene ist allerdings ein Aufstellen der Gleichgewichtsbeziehungen notwendig, da man nicht einfach sehen kann, wie die Kräfte sich aufteilen, da zu den Radialen Kräften das Moment der Axialen Kraft hinzu kommt. Die Axiale Komponente wird aber natürlich einfach vom Festlager aufgenommen.

- Aufstellen des Momentengleichgewichtes um Lager A
- Umformen nach der Kraft B_y

$$B_y = -1610\text{N}$$

- Summe der Kräfte in y-Richtung = 0
- einsetzen von B_y

$$A_y = -290\text{N}$$

**4.2 Berechnen Sie die äquivalenten Lagerlast für das Festlager
Verwenden Sie hierfür folgende Werte:**

$A_X := 1100\text{N}$ $A_Y := 2600\text{N}$ $A_Z := 1200\text{N}$

- Aufteilen der Belastungen in radiale und axiale Komponenten und berechnen der resultierenden Belastung

radial

$A_{Rres} = 2.864 \times 10^3 \cdot \text{N}$

$F_R := A_{Rres}$

axial

$F_A := A_X$

- Bestimmung des Faktor in Abhängigkeit der Bohrungszahl (Lager)

gegeben mit $f_0 := 14.8$

Lagerdaten :

$C_0 := 8000\text{N}$

- Berechnung des Quotienten

$\frac{f_0 \cdot F_A}{C_0} = 2.035$

- Ablesen von e aus der Tabelle mit Hilfe des Quotienten

$\frac{f_0 \cdot F_A}{C_0}$	Faktor bei radialer Lagerluft								
	CN			C3			C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,3	0,22	0,56	2						
0,5	0,24	0,56	1,8						
0,9	0,28	0,56	1,58						
1,6	0,32	0,56	1,4						
3	0,36	0,56	1,2						
6	0,43	0,56	1						

--> $e := 0.32$

- Vergleich von $\frac{F_A}{F_R}$ mit e und Vergleich mit der Tabelle --> die äquivalente dynamische lagerbelastung muss mit der axialen Kraftkoimponente berechnet werden.

Belastungsverhältnis	Dynamisch äquivalente Belastung
$\frac{F_A}{F_r} \leq e$	$P = F_r$
$\frac{F_A}{F_r} > e$	$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_A$

- Ablesen der Faktoren X und Y

$$P := X \cdot F_R + Y \cdot F_A$$

$$P = 3.144 \cdot \text{kN}$$

Die dynamische äquivalente Belastung beträgt in diesem Fall $P = 3144\text{N}$.

4.3 Berechnen Sie die Lagerlebensdauer für das Festlager

geg: $P := 2800\text{N}$ $n := 1300 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Ablezen bzw. wissen:

$$C_{\text{dyn}} := 12700\text{N}$$

- den Exponenten q entsprechend der Wälzkörperart auswählen.

$$L_{10U} := \left(\frac{C_{\text{dyn}}}{P} \right)^q \cdot 10^6$$

$$L_{10U} = 9.331 \times 10^7$$

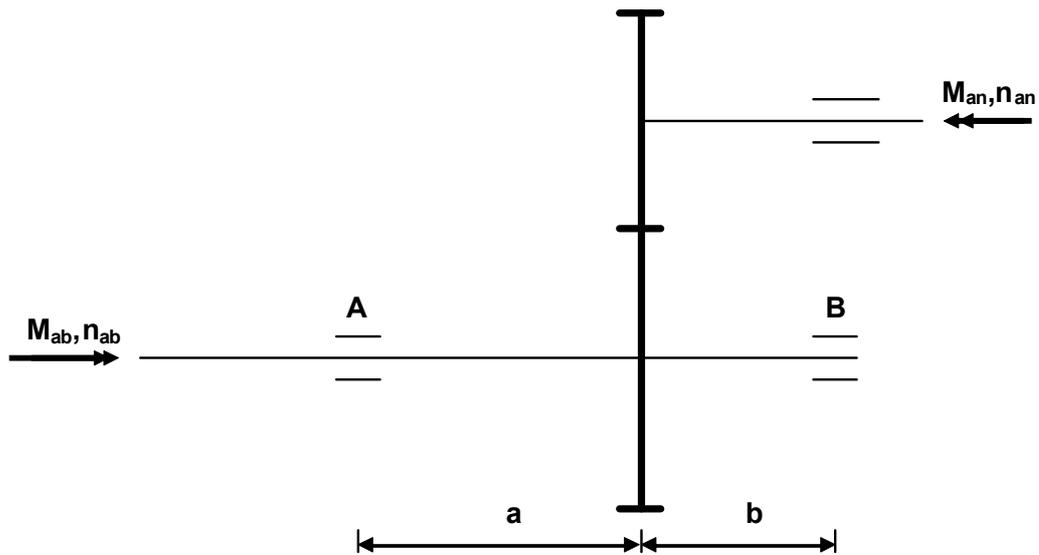
$$L_{10h} := \left(\frac{1 \cdot 10^6}{n} \right) \cdot \left(\frac{C_{\text{dyn}}}{P} \right)^q$$

$$L_{10h} = 8.613 \times 10^5 \frac{\text{s}}{\text{m}} \cdot \text{h}$$

Die nominelle Lagerlebensdauer, welche von 90% der Lager erreicht bzw. überschritten wird, beträgt 1165 Stunden.

5. Zahnradberechnung

gegeben : $\alpha := 20\text{Grad}$ $M_{an} := 0.02 \cdot \text{Nm}$
 $m := 1\text{mm}$ $n_{an} := 9000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$
 $z_1 := 20$ $a := 40\text{mm}$
 $z_2 := 40$ $b := 30\text{mm}$



5.1

Berechnen Sie folgende Werte:

- Teilkreisdurchmesser der Zahnräder
- Achsabstand
- Übersetzungsverhältnis
- Abtriebsdrehzahl
- Abtriebsmoment

Teilkreisdurchmesser $d_1 = 20 \cdot \text{mm}$

$d_2 = 40 \cdot \text{mm}$

Achsabstand $a_{12} = 30 \cdot \text{mm}$

Übersetzungsverhältnis $i_{12} = 2$

Abtriebsdrehzahl $n_{ab} = 4500 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Abtriebsmoment $M_{ab} = 0.04 \cdot \text{Nm}$

5.2

Berechnen Sie die:

- Tangentialkraft
- Radialkraft
- maximale Biegemoment in der Antriebswelle

Tangentialkraft oder Umfangskraft

Ermittelt sich aus der Division des Momentes durch den Radius des Teilkreises

$$F_u = 2 \cdot \text{N}$$

Radialkraft

Ermittelt sich aus der Multiplikation des Tangens des Winkels und der Umfangskraft

$$F_r = 0.728 \cdot \text{N}$$

max Biegemoment

- bestimmen der Lagerkräfte
- dazu wird die resultierenden Zahnkraft benötigt
- Momentengleichgewicht um das Lager A
- umgestellt nach der Kraft B

$$F_{res} = 2.128 \cdot \text{N}$$

$$B_{res} = 1.216 \cdot \text{N}$$

das maximale Biegemoment ergibt sich dann aus der Kraft B und dem Hebelarm b

$$M_{bmax} = 0.036 \cdot \text{Nm}$$

5.3

